

УДК 62-82:681

## Статический расчет высокоэффективного объемного нерегулируемого гидропривода с одним объемным гидродвигателем

Никитин О. Ф.<sup>1,\*</sup>

<sup>\*</sup>[nof1936@yandex.ru](mailto:nof1936@yandex.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Целью работы является рассмотрение порядка проведения статических расчетов при проектировании высокоэффективного объемного нерегулируемого гидропривода с одним объемным гидродвигателем. Рассмотренные пути определения геометрических рабочих параметров гидродвигателя (эффективная рабочая площадь или рабочий объем) позволяют провести выбор параметров насосной установки и гидроустройств. Рассмотрены схемные пути повышения эффективности гидропривода. Использование принципа сохранения постоянства проводимости позволяет уточнять величины потерь давления на используемых гидроустройствах при некаталожных режимах работы. Все рассмотренные действия позволяют создать нерегулируемый объемный гидропривод, обеспечивающий работу при требуемых силовых и кинематических параметрах с высоким КПД.

**Ключевые слова:** нерегулируемый объемный гидропривод, гидродвигатель, насосная установка, кинематический параметр, силовой параметр, коэффициент полезного действия (КПД)

---

### Введение

В настоящей работе рассматривается вариант создания нерегулируемого объемного гидропривода с одним объемным гидродвигателем с проведением статических расчетов, позволяющих получить нерегулируемый объемный гидропривод с максимально возможным КПД..

Принятые в практике проектирования методы статического расчета нерегулируемого объемного гидропривода не ставят целью получение высокоэффективной работы гидропривода с одним гидродвигателями. Целью и задачей проведенных аналитических исследований является определение путей и методов статических расчетов нерегулируемого гидропривода, обеспечивающих проектирование высокоэффективного в работе нерегулируемого объемного гидропривода со строго заданными кинематическими и силовыми па-

раметрами. Это позволяет определить типоразмеры и номенклатуру гидромашин и подобрать необходимые гидроустройства по каталогам для обеспечения высоких энергетических показателей.

Целенаправленных исследований по рассматриваемому вопросу не проводилось. Представленные теоретические и схемные решения позволяют создавать нерегулируемый объемный гидропривод с одним объемным гидродвигателем с коэффициентом полезного действия в большинстве случаев близким к 0,9.

## **Основная часть**

Современный уровень унификации гидроустройств при проектировании необходимого высокоэффективного объемного гидропривода в конкретных условиях ставит потребителя в условия необходимости рассмотрения двух вариантов:

- создание объемного гидропривода из существующей номенклатуры гидроустройств путем творческих усилий специалистов с наименьшими трудовыми и экономическими затратами;
- разработка новых конструктивных решений гидроустройств, отвечающих требованиям конкретных условий применения, включающая разработку, изготовление и отработку с испытаниями новых гидроустройств.

Цель проектирования состоит в том, чтобы в разрабатываемом, но пока еще не существующем приводе, найти и зафиксировать тот минимум расчетов и максимум существующих гидроустройств, которые обеспечивают возможность четкого и однозначного исполнения с учетом существующей номенклатуры гидроустройств гидропривода с получением наибольшего КПД.

При проведении такого расчета, называемого статическим расчетом, учитывают постоянные во времени нагрузки, скорости и перемещения выходных звеньев гидродвигателей.

При статическом расчете объемного гидропривода принимают следующие допущения:

- давление при всех случаях нагрузки в каждом режиме работы гидродвигателя не должно превышать принятое при разработке;
- должна быть исключена, по возможности, работа гидропривода с контролируемыми параметрами при включении напорного (предохранительного) гидроклапана всего гидропривода, то есть когда имеет место перепуск рабочей жидкости через этот гидроклапан.

Заданные силовые (сила, момент) и кинематические (линейная скорость или угловая скорость вращения) параметры выходного звена гидродвигателя определяют основные выходные параметры гидропривода и полезную мощность разрабатываемого гидропривода. Об эффективности нерегулируемого объемного гидропривода судят по величине общего КПД гидропривода.

Рассмотрим вариант создания объемного нерегулируемого гидропривода, состоящего из нерегулируемой насосной установки и одноштокового гидроцилиндра двухстороннего действия.

Параметры нерегулируемой насосной установки задаются, как правило, в виде рабочей характеристики  $Q_H = f(p_H)$ . Рабочие скоростные и силовые параметры гидроцилиндра - скорость и силовая нагрузка на выходном звене заданы как при прямом  $V_1$  и  $R_1$ , так и при обратном  $V_2$  и  $R_2$  перемещениях. Прямым ходом называют направление движения штока при подаче рабочей жидкости в поршневую полость (шток выдвигается наружу). Обратный ход - втягивание штока внутрь. Часто сообщается о допустимом номинальном давлении при работе гидроцилиндра.

На практике расчеты начинаются с определения (выбора и подбора) стандартных геометрических размеров эффективных рабочих площадей гидроцилиндра. По предварительно принятым геометрическим величинам расчетом определяют величины рабочих давлений  $p_{ГД1}$  и  $p_{ГД2}$  и расходов рабочей жидкости  $Q_{ГД1}$  и  $Q_{ГД2}$ , обеспечивающие выполнение гидроцилиндром заданных скоростных и силовых параметров.

На диаграмму рис. 1, где в область, ограниченную рабочей характеристикой насосной установки  $Q_H = f(p_H)$  и системой координат, нанесены рабочие параметры потока рабочей жидкости ( $Q_{ГД1}$  и  $p_{ГД1}$ ,  $Q_{ГД2}$  и  $p_{ГД2}$ ) гидроцилиндра, получающего рабочую жидкость от насосной установки.

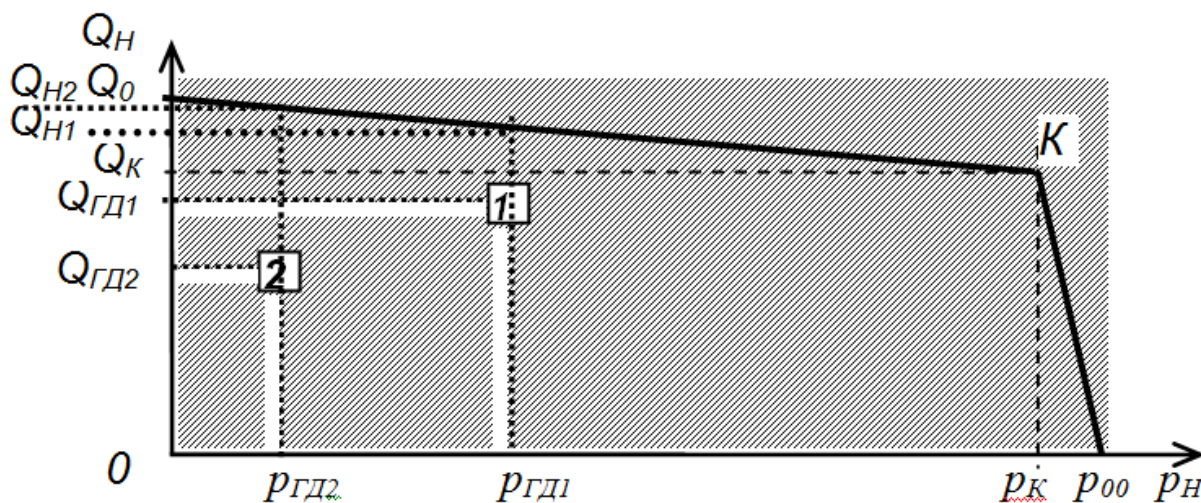


Рис.1. Нанесение рабочих параметров гидроцилиндра на рабочую характеристику насосной установки

По диаграмме можно видеть, что полезная мощность гидропривода при совершении прямого и обратного хода выходного звена определяется как произведение  $Q_{ГД1}p_{ГД1}$  и  $Q_{ГД2}p_{ГД2}$  соответственно, а потребляемая насосом мощность в обоих вариантах равна  $Q_K p_{00}/\eta_H$ , где  $\eta_H$  - общий КПД насоса при давлении  $p_{00}$  в линии нагнетания. Площади части диаграммы  $Q_H \dots p_H$  (за вычетом площадок с белой окантовкой) соответствуют потерям энергии на направляющих и регулирующих (дресселя, клапаны) гидроустройствах, т.е.

соответствуют потерянными мощностями при дросселировании потока на входе жидкости в гидродвигатель и сливе рабочей жидкости через напорный клапан.

Таким образом, при совершении прямого и обратного рабочих ходов общие КПД гидропривода соответственно равны  $\eta_1 = \frac{Q_{ГД1} p_{ГД1} \eta_H}{Q_K p_{00}}$  и  $\eta_2 = \frac{Q_{ГД2} p_{ГД2} \eta_H}{Q_K p_{00}}$ .

На рис. 2 показана гидравлическая схема рассмотренного гидропривода. Рабочая жидкость из насосной установки НУ через гидрораспределитель Р, установленный в позицию I, направляется в полость 1 гидроцилиндра ГЦ через гидродроссель Др1. На гидродросселе теряется давление  $\Delta p_{др} = p_{К1} - p_1$  при проходе расхода  $Q_{ГД1} = V_1 S_{П}$  и преодолении нагрузки  $R_1 = p_{ГД1} S_{П}$ . Через напорный клапан насосной установки сливается рабочая жидкость расходом  $Q_{К1} = Q_{Н1} - Q_{ГД1}$ . Из полости 2 вытесняемая рабочая жидкость сливается через дроссель Др2 и обратный клапан ОК2 в бак насосной установки. Значительно бóльшая часть вытесняемого расхода проходит через обратный клапан.

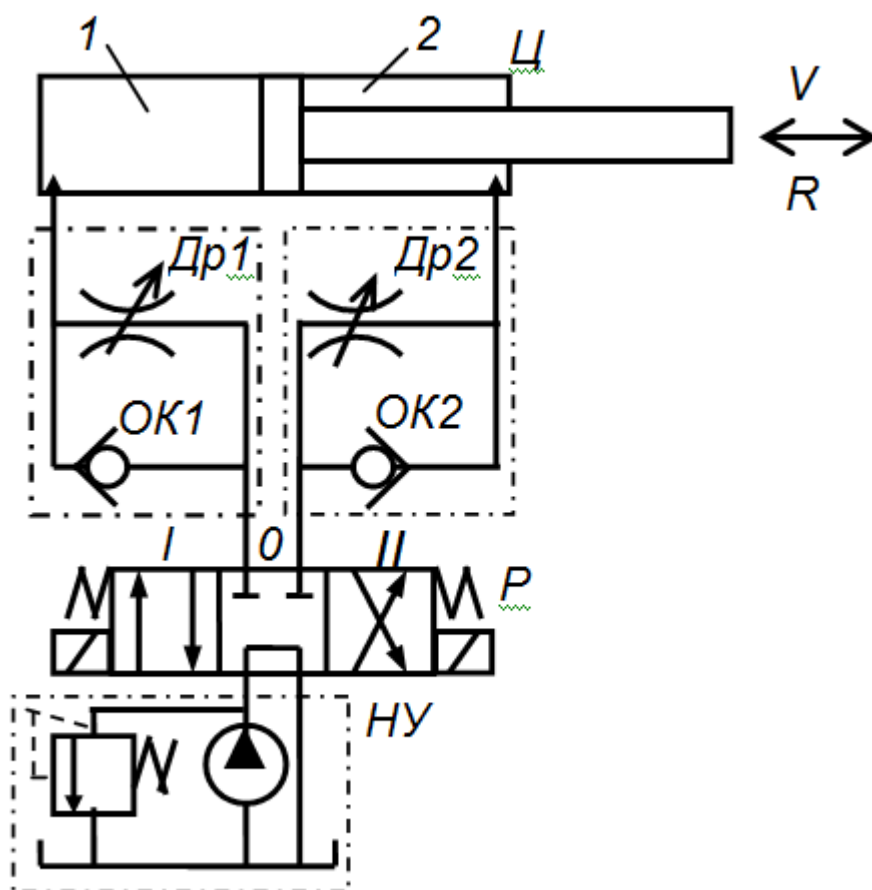


Рис. 2. Схема рассматриваемого гидропривода

При подаче рабочей жидкости в полость 2 гидроцилиндра гидрораспределитель Р установлен в положение II, и рабочая жидкость расходом  $Q_{ГД2} = V_2 S_{П2}$  проходит через дроссель Др2. Через напорный клапан насосной установки сливается рабочая жидкость

расходом  $Q_{K2} = Q_{H2} - Q_{ГД2}$ . Из полости 1 вытесняемая рабочая жидкость сливается через дроссель Др1 и бóльшая часть через обратный клапан ОК1 в бак насосной установки.

Поддачи  $Q_{H1}$  и  $Q_{H2}$  насосной установки (на рис.1 точки расположены на характеристике насосной установки) соответствуют давлениям  $p_{ГД1}$  и  $p_{ГД2}$ , обеспечивающим преодоление заданных нагрузок  $R_1$  и  $R_2$ .

Энергетический анализ диаграммы нерегулируемого объемного гидропривода, представленной на рис.1, показывает, что высокий КПД нерегулируемого гидропривода достигается тогда, когда расход жидкости, поступающий в каждый гидроцилиндр, по величине максимально близок к величине подачи насосной установки (насоса). В этом случае давление в линии нагнетания на входе в гидроцилиндр может соответствовать давлению, развиваемому насосом и необходимому для преодоления заданной нагрузки.

Выполнить такое пожелание позволяет правильный выбор параметров рабочей характеристики  $Q_H = f(p_H)$  насосной установки и дальнейшее определение геометрических размеров эффективных рабочих площадей гидроцилиндров (и или рабочих объемов гидромоторов).

Широко принятая методика при определении геометрических параметров гидродвигателей (диаметры поршня и штока, рабочий объем гидромотора) назначения рабочего давления для гидродвигателей и рабочей характеристики насосной установки подчас не позволяет получить относительно высокий КПД гидропривода.

Таким образом, возникает задача выбора величины подачи насоса (насосной установки) и обеспечение работы гидродвигателя, по крайней мере, в большинстве режимов с расходом, соответствующем подаче насоса. Это возможно обеспечить соответствующим подбором рабочей характеристики насосной установки, рабочих геометрических параметров гидродвигателей (в принятом варианте, эффективные рабочие площади поршня и штока) и схемными решениями, например схемой подключения одноштокового гидроцилиндра (гидроцилиндра с разными рабочими полостями) - простая и дифференциальная.

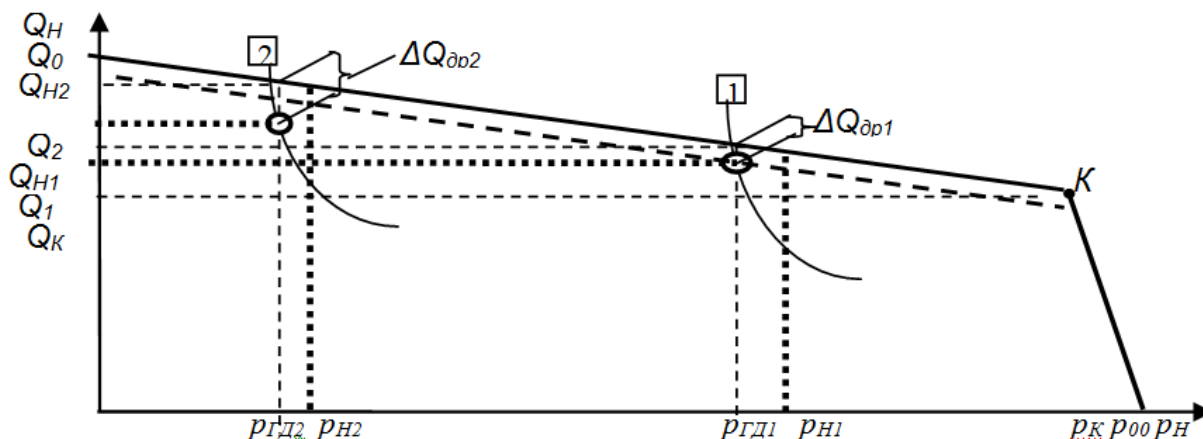
Одним из наиболее важных параметров гидропривода является максимальная полезная мощность его насоса, определяемая по формуле  $N = p_{наг}Q_H$ , где  $p_{наг}$  - максимальное рабочее давление насоса;  $Q_H$  - подача насоса.

При определении полезной мощности насоса исходными являются данные о максимальных выходных мощностях при совершении прямого и обратного рабочих ходов гидроцилиндром, которые определяются по формулам  $N_1 = V_1 R_1$  и  $N_2 = V_2 R_2$ , где  $N_1$ ,  $V_1$  и  $R_1$ ;  $N_2$ ,  $V_2$  и  $R_2$  - мощность, скорость перемещения и усилие на штоке гидроцилиндра при совершении прямого и соответственно обратного хода гидроцилиндра.

Мощность потока рабочей жидкости, поступающего от насоса при совершении гидроцилиндром прямого и обратного хода - мощность гидроцилиндра, можно представить через расход и развиваемое насосной установкой давление с учетом КПД гидроцилиндра:  $V_1 R_1 = p_{H1} Q_{H1} \eta_{ГЦ1} = N_{ГД1} = const$  и  $V_2 R_2 = p_{H2} Q_{H2} \eta_{ГЦ2} = N_{ГД2} = const$ .

Приняв мощность и КПД гидроцилиндра в каждом рабочем режиме постоянной, построим на поле  $Q_H \dots p_H$  диаграммы рис. 3 кривые постоянных мощностей  $N_{ГЦ}$ . Построе-

ние даёт представление о возможных величинах давлений при требуемых режимах работы на входе каждого гидроцилиндра назначения предельно равного для всех режимов для работы гидроцилиндра расхода - подачи насоса.



**Рис.3.** Нанесение характеристик постоянной мощности гидроцилиндра  $N_{ГД}$  (1 и 2) и подбор рабочей характеристики насосной установки

Перемещаясь по кривым постоянных мощностей 1 и 2 и выбирая величины расхода и давления, определяем геометрические размеры эффективных рабочих площадей в двух режимах работы гидроцилиндра стандартных или выпускаемых промышленностью, определяем параметры  $Q_K$  при  $p_K$ . По этим параметрам совершаем подбор насосной установки. При построении рабочей характеристики выбранной насосной установки на диаграмме рис. 3 получаем точки её пересечения с кривыми постоянной мощности (индексы в квадратах 1 и 2), координаты которых указывают параметры потока рабочей жидкости ( $Q_1$  при  $p_{ГД1}$  и  $Q_2$  при  $p_{ГД2}$ ), обеспечивающие заданные кинематические и силовые характеристики гидроцилиндра. С ориентиром на полученные параметры потоков рабочей жидкости определяют эффективные рабочие размеры площадей поршневой и штоковой полостей и подбирают готовый гидроцилиндр из каталогов выпускаемых изделий. Иногда может быть подкорректирован подбор характеристики  $Q_H = f(p_H)$  насосной установки (рис.3, пунктир), прохождением её через точку с координатами ( $Q_1, p_{ГД1}$ ) полученной наибольшей мощности.

В случае неточного соответствия параметров имеющейся мощности режима гидроцилиндра и предлагаемой характеристики насосной установки принимают за рабочий вариант наиболее близкий к предполагаемой характеристике геометрические параметры гидроцилиндра по параметру постоянной мощности (точка  $Q_2, p_{ГД2}$ ).

Параметр  $Q_0$  рабочей характеристики насоса, если не задан, то следует определить по выражению  $Q_H = \eta_{обн} Q_0$ , приняв объемный КПД насоса равным  $\eta_{обн} = 0,92 \dots 0,95$ .

Определение основных конструктивных параметров и потребных параметров расхода и давления производят из условия обеспечения требуемых скоростей и силовых параметров гидроцилиндра, не меньших заданным в требованиях к гидроприводу. При проведении предварительных расчетов за величину расхода любого гидроцилиндра можно при-



нимать величину подачи  $Q_H$  насосной установки (при максимальном давлении нагнетания) постоянной, не зависящей от давления нагнетания.

Определение минимально допустимого диаметра сечения штока из условия прочности на растяжения (сжатие) производится по формуле  $d_{\min} = \sqrt{\frac{4R_{\max}nk}{\pi[\sigma]}}$ , где:  $R_{\max}$  - максимальная сжимающая (или растягивающая) нагрузка на штоке;  $n = 2$  запас прочности;  $k = 2$  коэффициент запаса по нагрузке;  $[\sigma]$  - допустимое напряжение сжатия материала штока, можно принять  $\sigma \approx 400$  МПа. С учетом конструктивных особенностей (наличие резьбы, канавок на штоке и т.п.) принимается конструктивный минимально допустимый диаметр штока  $d_{\text{штКmin}} > d_{\min}$ .

При проведении предварительных расчетов геометрических параметров - диаметров поршня и штока в связи с их приближением к стандартным величинам по ГОСТ 6540-68 величину объемного КПД не учитывают.

Определение предельной величины диаметра поршня при совершении прямого хода производится исходя из величин подачи  $Q_{H1}$  выбранной насосной установки и максимальной заданной скорости перемещения поршня  $D_{\Pi 1} = \sqrt{\frac{4Q_{H1}}{V_1\pi}}$ , где:  $Q_{H1}$  - подача насоса (насосной установки), величина которой определена из характеристик постоянной мощности 1 и выбранной насосной установки при совершении прямого хода;  $V_1$  - заданная скорость перемещения штока (поршня) при прямом ходе.

Полученную величину диаметра поршня округляют до величины  $D_1$  ( $D_1 \leq D_{\Pi 1}$ ), [мм], соответствующей ГОСТ 6540-68.

Величину диаметра штока определяем из условия обеспечения скорости движения штока при совершении обратного хода  $d_{\text{шт}2} = \sqrt{\frac{4Q_{H2}}{\pi V_2} - D_1^2}$ , где:  $Q_2$  - подача насоса (насосной установки), величина которой определена из характеристик постоянной мощности 2 и выбранной насосной установки при выполнении обратного хода;  $V_2$  - скорость перемещения штока (поршня) при обратном ходе. Как правило, должно быть  $d_{\text{шт}2} > d_{\text{штКmin}}$ .

Полученную величину диаметра штока  $d_{\text{шт}2}$  округляют до величины  $d_2$  ( $d_2 \geq d_{\text{шт}2}$ ), [мм], определяемой ГОСТ 6540-68.

При конструктивном несоответствии определённого диаметра штока и геометрических размеров поршня подобрать расчетом размеры меньшие величины диаметров поршня и штока.

Если ранее не задана длина хода штока, то при проведении предварительных расчетов можно принять  $L \approx 4...6 D_{\Pi}$ . Такое допущение обосновано тем, что ход не оказывает существенного влияния на силовые и кинематические параметры гидроцилиндра.

По полученным геометрическим параметрам  $D_1 \times d_2 \times L$  по каталогам подбирается или разрабатывается вновь одноштоковый гидроцилиндр двустороннего действия и номинальным рабочим давлением  $p_{\text{номК}} \geq p_{\text{ном}}$ .

Уточнение получаемых рабочих параметров выбранного одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия.

Прямой ход. При совершении прямого хода давление, развиваемое насосом при преодолении нагрузки  $R_I$ , равно:  $p_{H1} = \sum \Delta p_{H-III} + \frac{4R_I}{\pi D_1^2 \eta_{мехгц}} + \frac{D_1^2 - d_2^2}{D_1^2} \sum p_{слшт-Б}$ , где  $\sum \Delta p_{H-III}$  - сумма потерь давления в напорной гидролинии от насосной установки до поршневой полости гидроцилиндра,  $\sum \Delta p_{H-III} \approx 0,5$  МПа;  $p_{гд1} = \frac{4R_I}{\pi D_1^2 \eta_{мехгц}}$  - давление рабочей жидкости, необходимое для преодоления заданной нагрузки, без учета потерь во всех гидролиниях;  $\sum \Delta p_{слшт-Б}$  - сумма потерь давления в сливной гидролинии от штоковой полости гидроцилиндра до гидробака насосной установки,  $\sum \Delta p_{слшт-Б} = 0,5$  МПа;  $\eta_{мехгц}$  - механический КПД гидроцилиндра,  $\eta_{мехгц} = 0,97...0,99$ .

Так как неизвестны размеры и параметры ни напорной и ни сливной гидролиний, то потери давления на каждой гидролинии можно принять равными половине всех потерь на напорной и сливной гидролиниях. Здесь  $R_{I1}$  - заданная нагрузка на штоке при совершении прямого хода;  $D_1$  и  $d_2$  - диаметры поршня и штока выбранного из каталога гидроцилиндра.

Определение (проверка) величины расхода  $Q_1$ , необходимого для обеспечения заданной скорости  $V_1$ , развиваемой штоком при прямом ходе при давлении нагнетания с учетом полученных при подборе размеров диаметров поршня и штока, проводится по

формуле  $Q_1 = \frac{V_1 \pi D_1^2}{4 \eta_{обгц1}} \leq Q_{H1}$ , где  $V_1$  - требуемая скорость штока (поршня) при прямом ходе;

$D_1$  - диаметр поршня выбранного из каталога гидроцилиндра;  $\eta_{обгц}$  - объемный КПД гидроцилиндра,  $\eta_{обгц1} = 0,97...0,99$  (меньшая величина КПД выбирается при давлении 32 МПа, наибольшая - при 16 МПа).

Расхождение величин расходов  $Q_1$  и  $Q_{H1}$  можно принять допустимым в пределах  $\pm 3$  %. При большем расхождении  $Q_1 < Q_{H1}$  должен быть рассмотрен вариант слива расхода  $\Delta Q_1 = Q_{H1} - Q_1$  в бак насосной установки с помощью гидроустройств, уменьшающих расход в поршневую полость дроссельным способом.

Обратный ход. Расход рабочей жидкости в штоковую полость гидроцилиндра, необходимый для обеспечения требуемой скорости обратного хода штока, определяется по

формуле  $Q_2 = \frac{V_2 \pi (D_1^2 - d_2^2)}{4 \eta_{обгц}} \leq Q_{H2}$ , где  $V_2$  - скорость штока (поршня) при обратном ходе;

$D_1$  и  $d_2$  - диаметры поршня и штока выбранного из каталога гидроцилиндра;  $\eta_{обгц}$  - объемный КПД гидроцилиндра,  $\eta_{обгц} = 0,97...0,99$ .

Расхождение величин расходов  $Q_2$  и  $Q_{H2}$  можно принять допустимым в пределах  $\pm 3$  %. При большем расхождении  $Q_2 < Q_{H2}$  должен быть рассмотрен вариант слива расхода  $\Delta Q_2 = Q_{H2} - Q_2$  в бак насосной установки с помощью гидроустройств, уменьшающих расход в поршневую полость дроссельным способом.



При совершении обратного хода давление, развиваемое насосом при преодолении нагрузки  $R_{12}$ , равно:  $p_{H2} = \sum \Delta p_{H-III} + \frac{4R_2}{\pi(D_1^2 - d_2^2)\eta_{мехгц}} + \frac{D_1^2}{D_1^2 - d_2^2} \sum p_{III-B}$ , где  $\sum \Delta p_{H-III}$  - сумма потерь давления в гидролинии от насосной установки до штоковой полости гидроцилиндра,  $\sum \Delta p_{H-III} \approx 0,5$  МПа;  $p_{ГД2} = \frac{4R_2}{\pi(D_1^2 - d_2^2)\eta_{мехгц}}$  - давление рабочей жидкости, необходимое для преодоления заданной нагрузки при совершении обратного хода, без учета потерь во всех гидролиниях;  $\sum \Delta p_{III-B}$  - сумма потерь давления в сливной гидролинии от поршневой полости гидроцилиндра до гидробака насосной установки,  $\sum \Delta p_{III-B} \approx 0,5$  МПа;  $\eta_{мехгц}$  - механический КПД гидроцилиндра,  $\eta_{мехгц} = 0,97...0,99$ .

Так как неизвестны размеры и параметры ни напорной и ни сливной гидролиний, то потери давления на каждой гидролинии можно принять равными половине всех потерь на напорной и сливной гидролиниях. Здесь  $R_{12}$  - заданная нагрузка на штоке при совершении обратного хода;  $D_{11}$  и  $d_{12}$  - диаметры поршня и штока выбранного из каталога гидроцилиндра.

Таким образом, для работы выбранного по каталогу одноштокового гидроцилиндра двустороннего действия необходимо чтобы насос обеспечивал

- при совершении прямого хода при давлении нагнетания  $p_{H1}$  расход  $Q_1$  рабочей жидкости, получаемый поршневой полостью гидроцилиндра, желательно возможно близкий подаче насоса  $Q_1 \leq Q_{H1}$ ;

- при совершении обратного хода при давлении нагнетания  $p_{H2}$  расход  $Q_2$ , получаемый штоковой полостью гидроцилиндра, желательно возможно близкий подаче насоса  $Q_2 \leq Q_{H2}$ .

Для проведения уточнения рабочих параметров гидропривода и обеспечения требуемых расходов гидроцилиндра при необходимых давлениях нагнетания сведены в таблицу 1 и представлены на рис.3.

**Таблица 1** Расходы и давления для выполнения заданных параметров гидроприводом

параметры	гидроцилиндр одноштоковый	
	прямой ход (1)	обратный ход(2)
подача насоса	$Q_{H1}$	$Q_{H2}$
расход в рабочую полость $Q$ [л/мин]	$Q_1$	$Q_2$
давление в рабочей полости для преодоления заданной нагрузки $p$ [МПа] без учета всех потерь энергии	$p_{ГД1}$	$p_{ГД2}$
развиваемое давление в рабочей полости $p_{гд}$ [МПа]	$p_{H1}$	$p_{H2}$
расход дросселя $\Delta Q_{др}$ [л/мин]	$\Delta Q_{др1} = Q_{H1} - Q_1 \geq 0$	$\Delta Q_{др2} = Q_{H2} - Q_2 \geq 0$
перепад давления на дросселе $p_{др}$ [МПа]	$\Delta p_{др1}$	$\Delta p_{др2}$

Величина дросселируемого расхода при перепаде давления  $\Delta p_{др}$  определяется расходом, определяющим выполнение требуемых скоростей движения выходного звена, т.е.  $Q_{др} = Q_{ГД}$ . Остаточный расход  $Q_{кл} = Q_H - Q_{ГД}$  где  $Q_H$  подача насосной установки при давлении  $p_i$ ;  $Q_{ГД}$  - расход, необходимый гидродвигателю для выполнения заданной скорости, отводится через напорный клапан К в линию слива. В качестве таких гидроустройств можно использовать - дроссель, регулятор расхода и т.п. На рис. 4 показаны схемы установки этой гидроаппаратуры и получение рабочей характеристики.

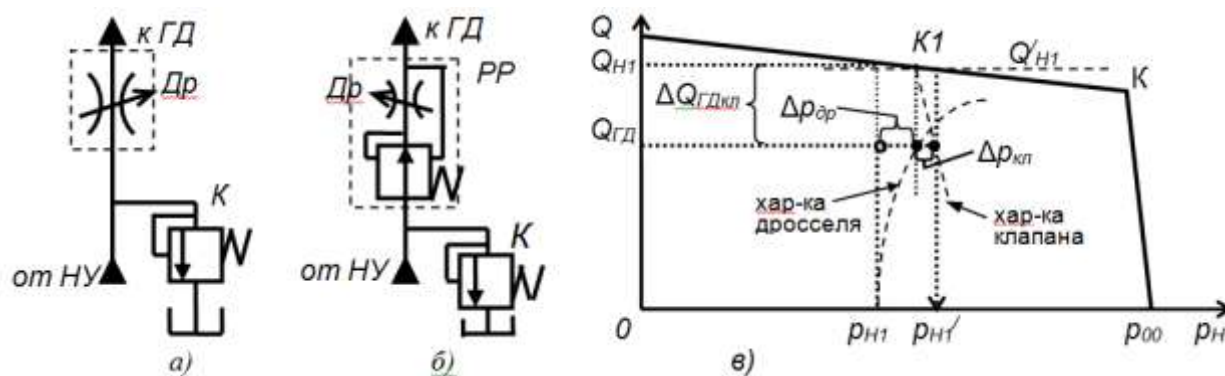


Рис. 4. Схемы установки гидроаппаратуры дроссельного управления расходом: а - дроссель, б - регулятор расхода, в - рабочая характеристика

Дроссель  $Др$ , установленный в схемах а и б рис.4, должен пропускать расход  $Q_{др} = Q_{ГД} < Q_{H1}$ , обеспечивающий выполнение требуемой скорости перемещения.

Открытие клапана  $K1$  на сброс рабочей жидкости происходит при давлении  $p_{Коткр} = p_{H1} + \Delta p_{др}$ , где  $p_{H1}$  - давление в рабочей жидкости, поступающей от насосной установки;  $\Delta p_{др}$  - потеря давления на дросселе при проходе расхода  $Q_{ГД}$ , практически стараются получить  $\Delta p_{др} = f(Q_{др}) \approx 0,03...0,05$  МПа. Приращение перепада давления на клапане  $\Delta p_{кл}$  будет определяться величиной расхода через клапан  $\Delta Q_{кл1} = Q_{H1} - Q_{ГД}$ , где  $Q_{H1}$  - подача насосной установки при давлении нагнетания  $p_1' = p_1 + \Delta p_{др}$ . Величина потерь на клапане зависит не только от расхода, но и от жесткости пружины клапана. Практически, потребляемый расход гидродвигателем в режиме 1 будет обеспечиваться подачей жидкости рабочей жидкости при давлении нагнетания равном  $p_1' = p_{H1} + \Delta p_{др}$ , так как  $\Delta p_{1кл} \approx 0$  ввиду малости расхода и выбранной при проектировании малой жесткости пружины. Таким образом, при работе гидродвигателя в режиме 1 величина потребляемой энергии определяется как произведение  $p_1' Q_{H1}$ , а полезная энергия равна  $p_1 Q_{ГД}$ . Разница между величинами подач  $Q_{H1}$  и  $Q_{H1}'$  при давлениях нагнетания  $p_1$  и  $p_1'$  очень незначительна, то часто принимают  $Q_{H1} \approx Q_{H1}'$ .

Таким образом, при работе гидропривода общий КПД в режиме 1 равен

$$\eta_1 = \frac{Q_1 p_{ГД1} \eta_{H1}}{Q_{H1} p_1'} = \frac{Q_1 p_{ГД1} \eta_{H1}}{(Q_1 + \Delta Q_{кл}) p_1'}$$

Из приведенных выкладок можно видеть, что установка дополнительного напорного клапана  $K1$ , отрегулированного на давление открытия  $p_1'$ , позволяет повысить КПД гид-

ропривода в рассматриваемом режиме работы, по сравнению с привычно включаемом в работу напорным клапаном К. Выкладки показывают  $\frac{Q_1 p_{ГД1} \eta_{Н1}}{Q_{Н1} p_1'} \geq \frac{Q_1 p_{ГД1} \eta_{НК}}{Q_K p_{00}}$ .

При подборе из каталога образца регулирующего гидроустройства или гидроклапана может проводится пересчет каталожных рабочих параметров на требуемые рабочие параметры методом постоянной проводимости. Пересчет состоит в следующем. При использовании выбранного гидроустройства с каталожными параметрами (перепад давления  $\Delta p_{кат}$  при пропускании расхода  $Q_{кат}$ ) величина перепада давления  $\Delta p_i$  на применяемом гидроустройстве при протекании необходимого расхода  $Q_i$  при условии сохранения постоянства проводимости определяется по выражению  $\frac{Q_K}{\sqrt{\Delta p_K}} = \frac{Q_i}{\sqrt{\Delta p_i}} = \sigma$ .

Следует не забывать об установке обратного гидроклапана параллельно регулирующему гидроустройству, чтобы беспрепятственно пропускать поток рабочей жидкости в обратном направлении.

## Выводы

При создании высокоэффективного нерегулируемого объемного гидропривода с объемным гидродвигателем следует:

- предварительный выбор насосной установки осуществлять по величине наибольшей необходимой мощности гидродвигателя при совершении прямого и обратного рабочих ходов нерегулируемого гидродвигателя с учетом максимальное рабочее давление ( $p_{max} = 16...32$  МПа) на уровне, принятом в отрасли машиностроения, в которой предполагается использование проектируемого гидропривода;

- при выборе и построении рабочей характеристики насосной установки на диаграмме мощности получаются точки пересечения с кривыми постоянной мощности (индексы в квадратах 1 и 2), координаты которых указывают параметры потока рабочей жидкости, следует стремиться чтобы принимаемые параметры потока располагались как можно к характеристике насосной установки;

расход жидкости, поступающий в каждый гидроцилиндр, по величине максимально близок к величине подачи насосной установки (насоса)

- уменьшение дросселирующих потерь энергии следует проводить с использованием регуляторов потока (расхода) и напорных клапанов, устанавливаемых на режиме, когда это необходимо;

- при подборе каталожных гидроустройств следует проводить пересчет потерь давления при пропускании требуемого расхода при условии сохранения постоянства проводимости гидроустройства.

### **Список литературы**

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
2. Никитин О.Ф. Некоторые вопросы статического расчета при проектировании объемного нерегулируемого гидропривода // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 6. С.8-24. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/716022.html> (Дата обращения 20.10.2015).
3. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

## Static Analysis of High-Performance Fixed Fluid Power Drive with a Single Positive-Displacement Hydraulic Motor

O.F. Nikitin<sup>1,\*</sup>

<sup>\*</sup>[nof1936@yandex.ru](mailto:nof1936@yandex.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** fixed volume hydraulic drive, hydraulic motor, pump unit, kinematic parameter, power setting, the coefficient of performance (COP)

---

The article deals with the static calculations in designing a high-performance fixed fluid power drive with a single positive-displacement hydraulic motor. Designing is aimed at using a drive that is under development and yet unavailable to find and record the minimum of calculations and maximum of existing hydraulic units that enable clear and unambiguous performance, taking into consideration an available assortment of hydraulic units of hydraulic drives, to have the best efficiency.

The specified power (power, moment) and kinematics (linear velocity or angular velocity of rotation) parameters of the output element of hydraulic motor determine the main output parameters of the hydraulic drive and the useful power of the hydraulic drive under development. The value of the overall efficiency of the hydraulic drive enables us to judge the efficiency of high-performance fixed fluid power drive.

The energy analysis of a diagram of the high-performance fixed fluid power drive shows that its high efficiency is achieved when the flow rate of fluid flowing into each cylinder and the magnitude of the feed pump unit (pump) are as nearly as possible.

The paper considers the ways of determining the geometric parameters of working hydro-motors (effective working area or working volume), which allow a selection of the pumping unit parameters. It discusses the ways to improve hydraulic drive efficiency. Using the principle of holding constant conductivity allows us to specify the values of the pressure losses in the hydraulic units used in noncatalog modes. In case of no exact matching between the parameters of existing hydraulic power modes and a proposed characteristics of the pump unit, the nearest to the expected characteristics is taken as a working version.

All of the steps allow us to create the high-performance fixed fluid power drive capable of operating at the required power and kinematic parameters with high efficiency.

## References

1. Goido M.E. *Proektirovanie ob"emnykh gidroprivodov* [The design of hydrostatic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009. 304 p. (in Russian).
2. Nikitin O.F. Some of the issues of static account when designing volumetric unregulated hydraulic. *Inzhenernyi vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Engineering Herald of the Bauman MSTU*. 2014, no. 6, pp.8-24. Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/716022.html>, accessed 01.10.2015. (in Russian).
3. Vasil'chenko V.A. *Gidravlichesкое oborudovanie mobil'nykh mashin* [The hydraulic equipment of mobile machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 301 p.